

中国工程热物理学会

工程热力学与能源利用学术会议

论文集

二〇〇三

上海

中国工程热物理学会编



工程热力学与能源利用学术会议论文目录

一. 基础热力学

- 031004 稠油储油层二维稳态导热过程烟传递分析.....乔春珍 吴照云 项新耀(1)
- 031014 建筑物能量系统变环境基准烟分析.....冯 霄 郭 毅 付秦生 沈人杰(7)
- 031016 二维非等温渗流驱动势场的烟传递分析.....成庆林 刘 扬 项新耀(13)
- 031017 1-N 型热交换链的烟传递分析.....项新耀 成庆林(18)
- 031023 水泥预分解系统中分解炉的烟分析.....
.....胡芝娟 刘瑞芝 狄东仁 彭学平 陶从喜 刘继开(25)
- 031037 烟概念的热力学模型与能源能量结构...朱元海 王宝辉 罗洪君 项新耀(33)
- 031049 不可逆四热源吸收式热变换器的最优性能.....秦晓勇 陈林根 孙丰瑞(39)
- 031050 构形理论: 广义热力学优化的新方向之一.....周圣兵 陈林根 孙丰瑞(47)
- 031060 凝结和蒸发过程的分子动力学模拟.....万黎明 刘 朝 张新铭 曾丹苓(57)
- 031061 气液界面厚度和分维数.....刘 朝 张新铭 谭 宁 曾丹苓(62)
- 031063 分数布朗函数在分子动力学模拟中的应用.....
.....刘娟芳 曾丹苓 刘 朝 王德明(67)
- 031064 利用分形理论研究气液界面特性.....王德明 曾丹苓 刘娟芳(72)
- 031079 一般传热规律下通用热机模型的结构优化.....
.....张晓晖 杨 茉 余 敏 徐之平 卢 玫 章立新(77)
- 031081 蒸汽动力循环中的不可避免损失.....
.....张晓晖 杨 茉 余 敏 卢 玫 章立新 徐之平(83)
- 031085 一种新的不可逆热机热力循环模型.....管 琨 杨秀奇(88)
- 031086 机械损失对柴油机热力循环特性的影响.....管 琨 杨秀奇(93)
- 031097 $\text{CO}_2\text{-DME-CH}_3\text{OH}$ 和 $\text{CO}_2\text{-DME- C}_2\text{H}_5\text{OH}$ 体系的汽液相平衡模型及相图...
.....王 宁 曹 文 郑丹星(101)
- 031098 几种循环系统的烟分析.....王 静 崔国民 卢洪波 李美铃(108)
- 031105 LJ 势能模型和 soft-sphere 势能模型对流体静态和动态平衡性质影响的分子
动力学模拟的研究.....徐 超 何雅玲 杨卫卫 陶文铨(113)
- 031107 化学能梯级利用机理探讨.....金红光 王宝群(119)
- 031118 溶液除湿空调系统烟分析.....刘晓华 李 震 江 亿(126)

二. 热力与节能

- 031006 基于等效热降理论的热力系统热经济性矩阵分析方法及其应用.....
.....郭江龙 张树芳 宋之平 陈海平(134)
- 031007 热力系统典型质量单元的汽水分布通用方程.....
.....陈海平 张春发 刘吉臻 郭江龙(141)
- 031010 利用 LNG 冷烟与工业余热的闭式 Brayton 循环的进一步分析.....
.....刘蔚蔚 张 娜 蔡睿贤(149)
- 031018 IGCC 系统全工况设计优化新方法.....
.....林汝谋 段立强 金红光 邓润亚 邓世敏(156)
- 031019 缸内直喷式汽油机的性能研究.....胡军军 周龙保 黄勇诚 黄 震(164)

031021	平估、优化分散能源的经济性和环保效益·····	徐二树	郭喜燕	宋之平(169)
031024	高、转炉煤气混燃时联合循环的性能预测·····			
	·····	崔晓钰	刘剑军	韩 军 李美玲(177)
031030	基于能量梯级利用的太阳能冷热联供系统·····	罗会龙	王如竹	(183)
031031	直膨式太阳能热泵供热水系统的性能研究·····	旷玉辉	王如竹	许煜雄(188)
031033	基于热气机分布式冷热电三联供效益分析·····	孔祥强	王如竹	黄兴华(193)
031039	微型燃气轮机 CCHP 系统设计及热力性能计算研究·····	刘宝兴	蒋 毅	(200)
031041	低温余热发电模型运行参数设计研究·····			
	·····	陈春天	杨嘉祥	张 颖 李 静(205)
031043	一种新型全新风空调系统及其初步研究·····	张小松	李应林	李舒宏(209)
031047	不可逆三源化学势变换器的优化分析·····	吴素枝	林国星	陈金灿(215)
031048	线性唯象传热规律下热电发电机性能研究·····	李 军	陈林根	孙丰瑞(220)
031055	火力发电厂冷却塔除雾收水的热力学分析·····	郁文红	杨 昭	张世钢(225)
031056	单元式空调机能效水平分析·····	卢 苇	马一太	苏维诚 李丽新 梁兆惠(230)
031057	CO ₂ 跨临界双级压缩循环中膨胀机的优化配置性能分析·····			
	·····	杨俊兰	马一太	管海清 李敏霞(235)
031059	整体高炉煤气联合循环(IBFGCC)发电系统性能分析·····			
	·····	李振山	蔡宁生	尹建威(242)
031068	新型高效蓄热式燃烧系统设计研究·····	王爱华	蔡九菊	李红军(248)
031072	天然气热利用率及影响因素的研究·····	田贯三	耿克成	付 林 江 亿(253)
031073	天然气热电冷运行模式对发电成本影响的研究·····	田贯三	付 林	江 亿(258)
031074	热电冷联供系统优化运行研究—供冷工况案例分析·····	付 林	江 亿	(264)
031075	热电冷联供系统运行的优化研究—模型及算法·····	付 林	江 亿	(272)
031077	天然气冷热电三联供系统实例分析·····	赵 亮	郭烈锦	(278)
031083	电站机组动态过程在线预测的一种实现方法·····	郭喜燕	杨勇平	徐二树(285)
031084	LNG 化学能与冷焓综合梯级利用的多重联合循环·····			
	·····	韩 巍	金红光	林汝谋(293)
031095	微型燃气轮机发电系统动态过程仿真·····	崔国民	王 静	关 欣 李美铃(301)
031099	冷热电系统性能特性的探讨·····		冯志兵	金红光(306)
031106	100 kW 微型燃机冷热电联产的经济性分析·····	刘 莉	黄锦涛	丰镇平(316)
031108	IGCC 系统多变量综合优化设计·····			
	·····	迟全虎	林汝谋	邓润亚 邓世敏 金红光(322)
031112	吸收循环卡诺模型及大温差系统理论效率·····	隋 军	金红光	(330)
031114	二甲醚/动力联产系统初步研究·····	陈 斌	高 林	金红光(336)
031120	燃气轮机中间回热循环与常规回热循环:性能分析与比较·····			
	·····		江丽霞	蔡睿贤(345)
031123	余热回收系统生命周期有效能评价体系的概念性设计·····			
	·····	张心卉	史 琳	朱明善 宋耀祖 张冠忠(354)

三. 制冷循环

031002	一种热泵循环工质与 R22 的可用能对比分析·····	赵 力	(360)
031005	吸附制冷用复合吸附剂的吸附热·····	崔 群	陈海军 姚虎卿(365)

031009	燃气机水冷冷水机组及能源利用率分析	孙志高	孙文哲	王如竹	(372)
031011	毛细驱动蒸汽喷射式制冷系统的研究	施明恒	王兴春	蔡 晖	(376)
031022	热泵供热系统的热力学优化	周湘江	连之伟	姚 晔	(381)
031026	活性炭-甲醇吸附制冰机的循环特性分析	王丽伟	吴静怡	王如竹	(387)
031029	低温液体甲烷无损储存规律研究	汪荣顺	石玉美	顾安忠	(392)
031032	$\text{SrCl}_2\text{—NH}_3$ 吸附特性实验研究	周贵发	王 文	王如竹	(398)
031035	一种利用 LNG 冷能的空气分离装置新流程	陈则韶	程文龙	胡 芑	(402)
031040	不可逆布雷顿制冷循环的性能优化	林比宏	S.K.Tyagi	陈金灿	(409)
031044	蓄能型溶液除湿蒸发冷却系统的建立与实验研究	张小松	殷勇高	曹毅然	(414)
031052	二氧化碳跨临界循环带膨胀机热泵系统的实验研究	李敏霞	李丽新	苏维诚	(420)
031053	燃气机热泵仿真及分析	张世钢	杨 昭	赵海波	(425)
031065	循环阻力对吸附制冷系统性能影响	王 文	王如竹	夏再忠	(431)
031066	氯化钙-氨吸附制冷性能的实验研究	王 凯	吴静怡	王丽伟	(436)
031069	灌注式替代 CFC12 的混合制冷剂冰箱对比试验研究	何茂刚	李铁辰	刘志刚	(440)
031071	CO_2 地源热泵运行特性的理论研究	王景刚	马一太	管海清	(447)
031076	对吸附制冷性能参数 SCP 物理意义的分析	吴静怡	王如竹	王丽伟	(452)
031078	冷藏蒸发器面积可变的旁通双循环冰箱	卢智利	丁国良	张春路	(457)
031088	耗热型与耗电型制冷系统综合优化分析	汤妙琴	余 敏	卢 玫	(463)
031089	热电冷三联供系统节能分析	余 敏	汤妙琴	杨 茉	(468)
031090	离心式冷水空调机组中 CFC11 替代工质的研究	马利敏	王怀信	郑臣明	(474)
031096	太阳能与地热结合利用的氨水吸收式热泵	郑宋平	郑丹星		(479)
031100	两种改进型的循环性能实验评价方式	王怀信	郑臣明	马利敏	(486)
031101	冷热联供的空气制冷不可逆循环分析	郭中纬	朱瑞琪		(492)
031104	微型同轴脉管制冷机最低制冷温度影响因素的实验研究	黄鹏波	丁文静	刘迎文	(498)
031109	辐冷器视场角对其制冷性能的影响	王小军	潘雁频	何雅玲	(502)
031110	适用于复合制冷系统辐射制冷器的研究	王小军	潘雁频	何雅玲	(509)
031125	吸收制冷循环极限制冷温度研究	何一坚	陈光明		(514)
031126	基于压力自变量步长仿真毛细管流动特性	王 林	陈光明	张国强	(522)
031128	小流量涡流管特性的实验研究	曹 勇	刘加永	公茂琼	(529)
		罗二仓	吴剑峰	陈光明	(534)

四. 工质热物性

031008	甲基环己烷对水合物形成影响实验研究	孙志高	郭开华	樊栓狮	王如竹	马荣生	(534)
--------	-------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-------

031025 高、转炉煤气及混合物、燃烧产物热物性计算·····	刘剑军 崔晓钰 韩 晶 李美玲(539)
031036 一种适用于低沸点液体混合物粘度测量的金属毛细管粘度计·····	吴江涛 毕胜山 刘志刚(544)
031045 混合工质变浓度空调系统动态特性的模拟·····	蒯大秋 马一太 何绍书(550)
031046 混合工质变浓度空调系统的试验研究·····	蒯大秋 马一太(555)
031080 碳酸二甲酯与柴油混合物粘度的实验研究·····	刘志刚 毕胜山 吴江涛 孟现阳(561)
031087 混合工质液相 pVT 关系及泡点、露点压力和密度·····	童景山(567)
031091 几种中高温热泵混合工质的研究·····	马利敏 王怀信 郑臣明 杨 强 张 宇(572)
031102 UNIFAC 基团贡献法预测混合制冷剂的汽液相平衡·····	吴献忠 李美玲(578)
031121 HFC-143a 和 HFC-236fa 饱和蒸气压的实验研究·····	王忠伟 段远源 孙晓阳(584)
031122 HFC 混合物二元交互作用系数研究·····	段远源 林 鸿 张庆麟 张秋芳(591)
031124 氙的液态和超临界态流体热物理性质的研究·····	童景山(597)
031127 一种 HCFC-22 新型替代制冷剂的实验研究·····	宣永梅 陈光明 陈 斌 王 勤(602)
031129 准稳态法测量液体比热容的实验研究·····	赵小明 陆世豪 刘志刚(608)

五. 环境及其它

031013 构想中的超效采暖站·····	宋学让(612)
031027 新型复合干燥剂转轮的优化设计和实施·····	张学军 代彦军 王如竹(618)
031028 非平衡等离子体技术在大气污染治理领域的研究与发展·····	张 武 高希彦 王宪成 许晓光(623)
031034 热分层对蒸汽爆炸过程影响的实验研究·····	弓燕舞 林文胜 张荣荣 顾安忠 鲁雪生(632)
031038 干燥剂转轮性能评价简化模型的应用·····	贾春霞 张学军 吴静怡 代彦军(637)
031042 输油管道运行优化研究·····	刘晓燕 刘 扬 孙建刚 贾永英(642)
031051 生物质超临界水气化制氢中催化剂的作用·····	郝小红 郭烈锦(649)
031067 太阳能强化自然通风理论分析及其在生态建筑中的应用·····	翟晓强 王如竹(657)
031094 可降解有机物湿解实验研究·····	杨远智 田文栋 肖云汉(661)
031115 新型 $\text{MIP}^+ - \text{AL}_{0.3}\text{Ga}_{0.7}\text{As}/\text{p-n-n}^+ - \text{GaAs}$ 太阳能电池的设计与 I-V 特性理论分析·····	涂洁磊 陈庭金 王履芳(666)
031116 碲化锌插入层对碲化镉太阳能电池性能参数影响的分析·····	鄢 强 冯良桓
·····武莉莉 张静全 郑家贵 蔡 伟 蔡亚平 李 卫 黎 兵 夏庚培(674)	
031117 一种新型结构的 CdTe 多晶薄膜太阳能电池·····	夏庚培 郑家贵
·····蔡 伟 蔡亚平 黎 兵 李 卫 武莉莉 蔡道林 鄢 强 冯良桓(682)	

稠油储油层二维稳态导热过程烟传递分析

乔春珍 吴照云 项新耀
(大庆石油学院 秦皇岛 066004)
010-62610337 joecz1221@sohu.com

摘要: 利用二维导热过程烟传递数学模型及烟传递系数和烟流密度的表达式, 对储油层稳态区的导热过程烟传递进行计算分析。结果表明, 对于层高 100m、计算半径为 50m 的储油层, 沿井筒径向 5m 内的温度梯度最大, 此后逐渐减弱, 驱油半径随注汽井段的长度不同而有所变化; 沿井筒径向 30m 内烟传递系数值较大但变化平缓, 此后急速下降; 沿井筒径向 5m 内烟流密度急速下降, 此后变化平缓; 沿井筒纵向烟传递系数呈先减后增的趋势, 而烟流密度在近壁面则先增后减, 在中间形成峰值, 5m 外则变化平缓。

关键词: 稠油热采, 温度场, 烟传递, 烟传递系数, 烟流密度

0 引言

日前, 稠油热采方法主要有两种: 一是注蒸汽驱, 即汽驱; 二是火烧油层, 即火驱。汽驱和火驱均属热驱, 其驱油过程的进行有赖于热量传递的过程。

迄今对汽驱过程的传热分析, 主要限于对注汽井沿纵向及其各截面上径向热损的计算分析^[1, 2]。而有关储油层内的传热分析, 尽管对汽驱和火驱都更为重要, 但至今研究者甚少, 几乎无所涉及, 这或许就是妨碍热采技术进一步发展的一个不可忽视的因素。

对热采驱替机理研究的最新成果表明: 热驱过程中的压烟是衡量热采驱动势的主要指标, 而压烟流密度的分布又颇大程度上取决于温度场及由其引发的热烟传递^[3]。据此, 从实际有效驱替的角度看, 对储油层内的传热分析, 其目标应是对过程中热烟传递的计算分析。作为初步工作, 本文主要以汽驱域内的稳态区为热烟传递分析对象, 采用数值计算方法, 先求得温度场分布, 再计算场内各点的热烟传递系数和热烟流密度, 取其结果有可能探索一种确定有效驱油半径的新思路和新方法, 同时还可以为储油层的热驱替效果的分析提供一些新信息。

1 计算模型的建立

本文的研究对象为储油层稳态区的传热过程, 为便于研究, 拟将由注汽或火驱提供的热量抽象为由一恒温热源所提供。对于实际热源沿(井筒)纵向的散热损失, 取热源温度自上而下按线性规律略有降低计入。作为初步研究, 拟忽略传热载体——储油层地质结构的复杂性及油藏初始含水的影响, 将其视为仅含原油的多孔介质结构, 并取其导热系数为常数。

1.1 温度场控制方程

由(井筒)热源与多孔介质的储油层构成了本文计算的物理模型, 该模型属于轴对称模型, 对称轴为 z 。在柱坐标下, 对于常物性、稳态、无内热源轴对称温度场, 其微分方程为:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

式中, T 为温度, r 为径向半径, z 为纵向高度。

1.2 定解条件

据本文导热问题的特点, 取 (井筒) 热源界面为第一类边界条件。上界面和下界面取为恒温面, 其温度值分别按地表温度和地温梯度计算, 从 (井筒) 热源到储油层的无穷远处温度线性减小。储油层半径为 r_∞ 处, 沿纵向取其按地温梯度线性增加, 即 $T = T_b + a_T z$ 。注汽层高为 h 。简化模型如图 1 所示。

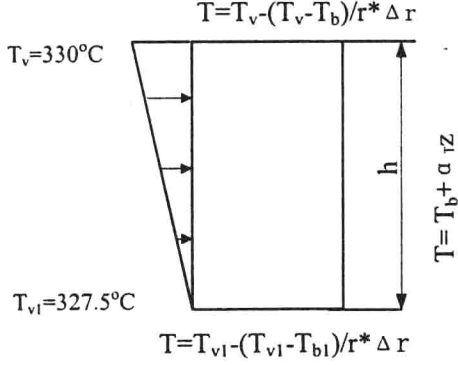


图 1 计算模型

根据以上简化假设, 其定解条件可表示为:

$$\begin{cases} r = 0, T = T_v - \frac{T_v - T_{v1}}{h} z \\ r = R, T = T_b + a_T z \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} z = 0, T = T_v - \frac{T_v - T_b}{r_\infty} r \\ z = h, T = T_{v1} - \frac{T_{v1} - T_{b1}}{r_\infty} r \end{cases} \quad (3)$$

其中, T_v 为注入蒸汽的初始温度, T_{v1} 为计算模型底部蒸汽的温度, T_b 为地表温度, T_{b1} 为计算模型底部的地层温度, a_T 为地温梯度, h 为注汽井段的长度, r_∞ 为计算半径。

1.3 焓传递计算式

由文献[4]知, 二维稳态导热过程中焓传递系数及焓流密度的表达式为:

$$x \text{ 方向焓流密度: } e_{qx} = -\lambda \left[1 - \frac{T_0 \ln(T/T_0)}{T - T_0} \right] \frac{\Delta T_x}{\Delta x} \quad (4)$$

$$x \text{ 方向焓传递系数: } k_{ex} = -\lambda \left[1 - \frac{T_0 \ln(T/T_0)}{T - T_0} \right] \quad (5)$$

$$y \text{ 方向焓流密度: } e_{qy} = -\lambda \left[1 - \frac{T_0 \ln(T/T_0)}{T - T_0} \right] \frac{\Delta T_y}{\Delta y} \quad (6)$$

$$y \text{ 方向焓传递系数: } k_{ey} = -\lambda \left[1 - \frac{T_0 \ln(T/T_0)}{T - T_0} \right] \quad (7)$$

$$\text{总焓流密度值为: } e_q = \sqrt{e_{qx}^2 + e_{qy}^2} \quad (8)$$

$$\text{方向可由矢量合成得到, 即: } \tan \alpha = \frac{e_{qy}}{e_{qx}} \quad (9)$$

2 烟传递数值计算

2.1 物性参数及初值

为选定热源, 根据日前稠油热采的实际情况, 取蒸汽流量为 15t/h, 饱和蒸汽压力为 15MPa, 温度 $T_v=342.12^{\circ}\text{C}$, 井底蒸汽干度为 0.6。为便于分析, 取(蒸汽)热源沿纵向的降度为 $2.5^{\circ}\text{C}/\text{百米}$ 。参考胜利油田资料, 地表温度 $T_b=25^{\circ}\text{C}$, 地温梯度 $a_T=2.5^{\circ}\text{C}/\text{百米}$, 油层视导热系数为 $160\sim 200\text{kJ}/\text{d}\cdot\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$ (即 $\lambda=1.852\text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}\sim 2.315\text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$), 取其平均值为 $\lambda=2.083\text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$ 。取热源起始半径 $r_0=0.15\text{m}$, 储油层计算半径 $r_{\infty}=50\text{m}$, 截取的储油层计算厚度 h 为 100m, 其处于地表以下 400 m~500 m 的位置。

2.2 数值计算

利用差分方程对上述问题进行离散求解, 可得计算驱油域中的温度场分布, 再结合二维导热过程的烟传递模型^[4], 求得其烟传递系数和烟流密度, 其部分数据见表 1 及表 2, 变化曲线见图 2 至图 6。为了分析不同注蒸汽井段的长度及储油层视导热系数对储油层温度场分布、驱油半径及烟传递系数和烟流密度的影响, 分别取 $\lambda=1.852\text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$ 及 $\lambda=2.315\text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$, 注汽井段的长度各为 80m、60m、50m、40m 及 30m 的情况进行了计算(限于篇幅, 其数据及变化曲线从略)。

表 1. 烟传递系数部分数据($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)

径	2.5m	7.5m	12.5m	17.5m	25m	30m	37.5m	42.5m	47.5m	50.0m
12m	1.651	1.557	1.511	1.465	1.380	1.307	1.153	1.004	0.789	0.642
20m	1.650	1.516	1.453	1.397	1.303	1.226	1.076	0.939	0.759	0.646
36m	1.649	1.472	1.385	1.311	1.203	1.123	0.981	0.866	0.730	0.652
44m	1.648	1.463	1.369	1.292	1.179	1.098	0.960	0.852	0.726	0.655
60m	1.646	1.461	1.368	1.290	1.178	1.09	0.961	0.854	0.730	0.661
68m	1.646	1.469	1.381	1.308	1.200	1.122	0.983	0.871	0.739	0.664
76m	1.645	1.484	1.407	1.341	1.239	1.163	1.021	0.901	0.754	0.667
84m	1.644	1.509	1.446	1.390	1.298	1.223	1.077	0.946	0.776	0.671
100m	1.643	1.613	1.579	1.539	1.461	1.393	1.247	1.098	0.862	0.677

表 2. 烟流密度部分数据(W/m^2)

径	5.0m	7.5m	12.5m	17.5m	25m	30m	37.5m	42.5m	47.5m	50.0m
12m	39.25	16.81	12.01	10.55	8.79	7.68	5.99	4.8	3.46	2.7
20m	50.52	18.44	9.76	7.77	6.28	5.45	4.24	3.39	2.51	2.04
36m	59.8	20.76	8.99	5.96	4.14	3.44	2.62	2.12	1.63	1.39
44m	61.33	21.16	8.94	5.71	3.79	3.09	2.33	1.89	1.47	1.26
60m	60.87	21.00	8.85	5.63	3.72	3.04	2.3	1.87	1.46	1.26
68m	58.93	20.43	8.78	5.76	3.98	3.32	2.55	2.08	1.62	1.39
76m	55.33	19.39	8.74	6.11	4.55	3.91	3.07	2.51	1.93	1.63
84m	49.02	17.66	8.92	6.95	5.66	5.00	3.99	3.27	2.47	2.04
100m	11.13	12.46	11.53	9.84	7.31	5.72	3.44	1.98	0.61	0.56

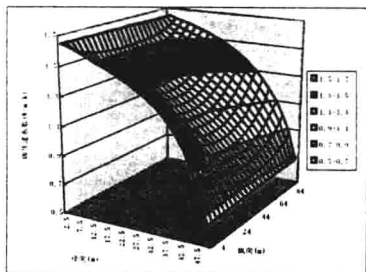


图2 烟传递系数空间变化图

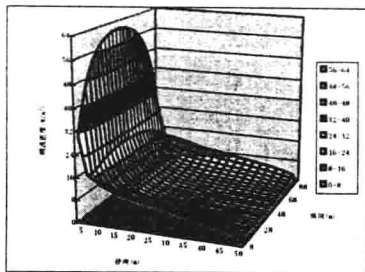


图3 烟流密度空间变化图

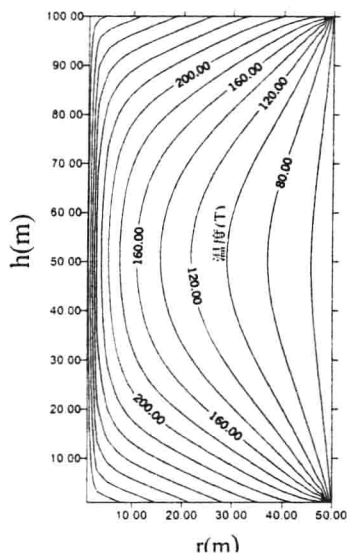


图4 温度场分布曲线

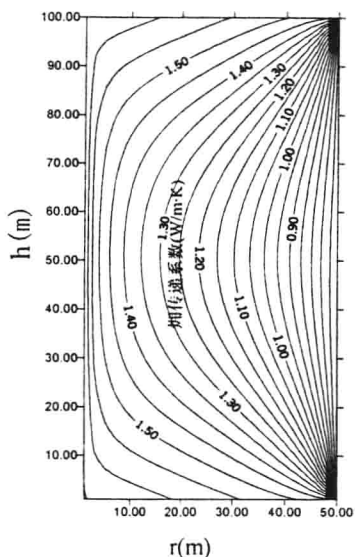


图5 烟传递系数分布曲线

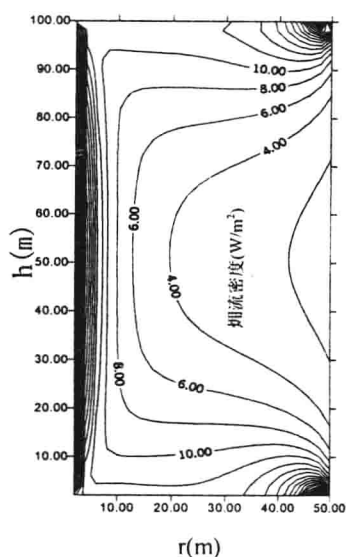


图6 烟流密度分布曲线

3. 计算结果及分析

3.1 温度场分布及分析

由图4可知,对计算井段为100 m的油层,可将温度场分布曲线划分为三个区域:

(1) 径向高梯度,纵向零梯度区(近壁面区):该区域约为沿纵向5~95 m、径向半径为5 m的范围,其纵向温度梯度几乎为0,径向温度梯度极大,如半径为5 m的范围内,其平均值达30 °C/m,而距井筒中心40 m处,仅为5 °C/m。这说明该区域内热量沿纵向的损失很小,而沿径向用于加热油层热量份额很大。

(2) 中心、近中心低梯度区:如在中部(40 m~50 m)仅为0.2 °C/m,可见传递到此区域内的热量较少,但均匀扩散。

(3) 两端边缘高梯度区:如两端(10 m~20 m)径向20 m处,其值达6 °C/m。这说明上边界层和下边界层对储油层内的温度分布具有重大影响。

对不同长度的注汽段的计算结果表明,对确定的径向计算半径 r_{∞} ,注汽段对有效驱油半径有明显的影响,如图7所示,当 $h/r_{\infty} > 1$ 时,有效驱油半径 r 随注汽段长度 h 的减小而增大;而当 $h/r_{\infty} < 1$ 时,随 h 的减小 r 减小。如 h 为100 m时, r 约为40 m; h 为60 m时, r 约为45 m;而当 h 为40 m时, r 却为36 m。

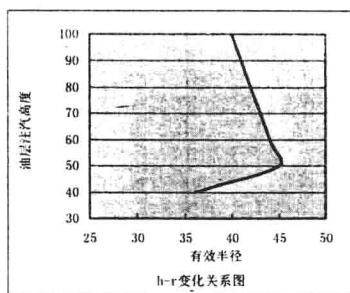


图 7. h-r 变化关系图

对确定计算井段的储油层视导热系数不同的温度场分析发现，在本文的油层视导热系数的变化范围内，其值的改变对温度场的影响不大。

此外，当计算半径为 50m，由图 4 可知，距井筒中心 40m 处，330℃ 的蒸汽就已经降为 80℃ 的热水，所以注入的蒸汽只在沿径向 40m 的范围内具有驱替能力。大约在半径为 40m 的油藏处，注入的蒸汽对地层温度场的影响已经很小，这在确定径向计算半径时应予考虑。

3.2 焓传递规律分析

3.2.1 焓传递系数

焓传递系数是直接影响温度场分布和焓流密度分布的主要因素。

(1) 由图 2 及图 5 可知，沿径向焓传递系数按指数规律递减，且递减率先减小然后增大，如在半径为 5 米的范围内平均递减率约为 0.033(W/m·K)/m，而半径 20m~30m 的范围内只有 0.01(W/m·K)/m，到半径 20m~30m 的范围内增加至 0.035(W/m·K)/m。

(2) 沿纵向，焓传递系数呈中心对称，从中心向两端单调递增。如在径向 20 m 处，中心的焓传递系数为 1.30(W/m·K)/m，而在距顶端 10m 处达到 1.50(W/m·K)/m。

(3) 随着 h/r_w 的减小，焓传递系数沿纵向及径向的变化率均减小。

(4) 焓传递系数随导热系数的增大而增大。

3.2.2 焓流密度

热焓流密度表征热流相对于环境具有的作功能力，但热焓在热采过程中不能直接用来做功，真正驱油的是作为“驱动势函数”的压焓^[3]，不过径向热流焓将直接影响驱油速率，而纵向热流焓的变化对驱油速率也有间接影响，因此分析热焓流密度沿纵向和径向的变化，可以确定热采过程中热焓在储油层中沿径向的传递（利用）情况及其沿纵向的散失情况，从而为热驱焓传递过程的优化——有效地经济地减少焓传递过程中可避免的焓损失提供依据^[5]。

从图 3 及图 6 可得：

(1) 在径向近壁面处，热焓流密度急剧下降，在半径仅为 5m 处，其值便降为不到其峰值 61.63W/m² 的 15%，此后变化极为缓慢，在径向 15m 外的范围内，其值小于 8 W/m²。这是由于近壁面温度较高，温度梯度很大，焓传递系数较大，导致焓流密度也较大；而距中心较远的地方，温度梯度和焓传递系数很小，焓流密度也减小。这样使得驱油速率沿径向逐渐降低。

(2) 沿井筒的纵向，焓流密度在近壁面处呈先增大后减小的趋势，而半径为 5m

以外的储油层中,其变化极为平缓,且呈先减小后增大的趋势,数量级约为10左右。这是因为注入的蒸汽与地层之间的温差很大,在近壁面处,计算段两端温度按假设与蒸汽相同,相邻两点的温差较大,因而烟流密度较大,中间部分相邻两点之间的温差较小,因而烟流密度较小。热烟流沿纵向散失的越少,其产生的有效驱油半径越大。

(3) 烟流密度随导热系数的增大而增大,随注汽段的长度 h 减小其可形成的最大值减小,当 h 小于 r_{∞} 时,在储油层的无穷远处将形成不规则的等烟流密度曲线。

4. 结论

(1) 在注蒸汽驱热采过程中,对于确定的油藏结构,在注汽量一定的情况下,驱油半径主要取决于注汽井段长 h 与 r_{∞} 的比值。当 h 大于 r_{∞} 时,随 h 的减小,其有效驱油半径 r 增大;而当 h 小于 r 时,随 h 的减小, r 减小。据此可得,为取得需要的驱油半径,调整注汽层段的长度甚为重要。

(2) 在汽驱域内,近井筒壁处径向的烟传递系数和烟流密度急速下降,以后变化平缓,表明随着注汽过程的推进散热损失逐渐减小,相应地沿径向传递的可用能增多。在近壁面处纵向烟流密度呈先增后减趋势,其后变化平缓,即纵向温差造成的烟损失很小。烟流密度随导热系数的增大而增大,随注蒸汽段的长度 h 减小其可形成的峰值减小。

(3) 先建立热驱物理模型及相应的数学模型,然后采用数值计算求解温度场和烟传递过程的各参数,再据此可确定有效驱油半径或按需要的驱油半径计算出相应的注汽段长度。

本文所研究的只是一种简化了的储油层热驱过程。对于油藏结构复杂,注汽井段高度不一的储油层,仍可参照本文提供的方法。此外该模型对汽驱和火驱都是适用的,但没有考虑油层含水的影响。实际的油层含水在汽驱下将增大驱油半径,而在火驱中却不利于燃烧,具体情况有待于进一步的研究。

参考文献

- [1] 高学仕,张立新,潘迪超等.热采井筒瞬态温度场的数值模拟分析[J].石油大学学报,2001.25(2):67-69
- [2] 陈艳华.稠油深井热采井筒热损失分析及热损失合理分布[D].大庆石油学院硕士论文,1996
- [3] 成庆林,刘扬,项新耀.多孔介质非等温渗流的烟传递规律[C],中国工程热物理学会(工程热力学与能源利用学术会议)论文集,2002,33-37
- [4] 乔春珍,项新耀,吴照云.二维导热过程烟传递描述[C],中国工程热物理学会(工程热力学与能源利用学术会议)论文集,2002,23-27
- [5] 傅秦生,冯霄.热力循环中的不可避免烟损失[J].西安交通大学学报,2001.35(11):1105-1108

建筑物能量系统变环境基准火用分析*

冯霄 郭毅 付秦生 沈人杰

西安交通大学环境与化学工程学院, 西安 710049

摘要

火用分析可以从能量的量和质两个方面来衡量能量, 因此是分析能量系统的有力工具。但在火用分析中, 其基准——环境状态是作为常数处理的。实际的环境状态是变化的, 特别在分析运行在环境状态附近的建筑物能量系统(包括采暖和空调)时, 定环境基准的分析方法会引起较大的误差, 甚至导致错误的结论。本文针对建筑物能量系统, 提出了变环境基准的火用分析方法热火用表达式。通过对西安地区采暖期和空调期气温资料的拟合, 得出逐日气温曲线。在此基础上, 对建筑物能量系统进行变环境基准(主要是变温)的热量火用分析, 并与常规火用分析方法进行了比较。本研究奠定了建筑物能量系统分析的理论基础。

Exergy Analysis with Variable Environmental Datum for Building Energy System

Xiao Feng*, Yi Guo, Qinsheng Fu, Renjie Shen

Department of Chemical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049

Abstract

Exergy analysis can measure energy from both quality and quantity, so becomes a powerful tool for analyzing energy system. But in exergy analysis, the dead state, that is, the environmental state, is taken as unchanged. The actual environmental state is variable. When analyzing building energy systems that operate around the environmental state, the analysis with constant environmental datum will lead to big errors and even to wrong conclusions. In this paper, the exergy analysis with variable environmental datum that is directed to building energy system is proposed. The expression for heat exergy with variable environmental datum is derived. The day-by-day environmental temperature curves in Xi'an city are obtained by fitting the actual data. Based on the new exergy analysis with variable environmental datum, the building energy system is analyzed. The results using conventional and the new analysis method are also compared. The study provides the theoretical basis for analyzing building energy system.

-
- 国家重大基础研究规划项目(G20000263)资助项目。
 - 作者简介: 冯霄(1953—), 女, 陕西黄陵人, 教授, 博士生导师。Email: xfeng@xjtu.edu.cn

一、前言

焓是环境条件下能量中理论上能够转变为有用功的那部分能量。焓分析法,可以准确揭露系统中焓损失的分布及薄弱环节,为改进系统性能、节约能源提供目标,一直受到人们的重视。

焓参数是系统和环境两者的参数[1],因此环境模型的建立在焓分析中十分重要。当前,已提出了不少环境模型[2-4],典型的有斯蔡古特(J. Szargut)环境模型^[2],龟山-吉田环境模型^[3]等。但无论是热力学平衡环境模型^[4],还是热力学不平衡环境模型^[2],都有一个共同的特点:定环境基准。而真实的环境是变化的。作为基准态的环境压力的变化可以忽略,但作为基准态的环境温度的变化有可能对焓值影响较大[1]。下面用热量焓为例来分析一下环境温度的变化对焓值的影响。对恒温热源中的单位热量,其焓值 E_0 即为卡诺因子

$$E_0 = (1 - T_0/T)$$

式中: T 为系统温度, T_0 为环境温度。

表 1 为当 T_0 从 298K 变为 288K 时,不同温位下的 T 所对应的焓值的变化率。

表 1. 环境温度变化对焓值的影响

T (K)	10	100	200	250	300	350	400	500	1000
$\Delta E_0 / E_0$ (%)	3.5	5.1	10.2	26.0	500.0	19.2	9.8	5.0	1.4

由上可知,当系统温度远离环境温度时,采用定环境基准所引起的误差较小,可以忽略,而分析与计算却大大简化。但当系统在环境温度附近区域(200~400K)时,环境温度的变化将引起较大甚至很大的误差,不容忽视。此时应考虑变化的环境基准。

建筑物能量系统,正是运行在环境温度附近,室内要求的舒适温度大概在 300K 左右。因此对建筑物能量系统,不能采用目前的定环境基准。

目前,建筑物能量系统消耗了全球三分之一的能源[5]。在中国这样一个发展中国家,建筑物能耗也已占到总能耗的约 20%,其中,用于暖通空调的能耗约占建筑能耗的 85%[6]。房屋空调能耗增长极为迅速,年增长率 15.6%^[7]。随着人民生活水平的提高,人们对舒适度的要求越来越高,建筑物内消耗在暖通空调设备上的能量将越来越多,若不采取有效的节能措施,该能耗所占比例将越来越大。因此,建筑物能量系统的节能问题将变得越来越重要。

本文首先通过对西安地区气温资料的拟合,得出逐日气温曲线。然后根据建筑物能量系统特性,推导出了针对建筑物能量系统的变环境热火用表达式。在此基础上,对建筑物热量焓进行变环境基准(主要是变温)的焓分析。

二、逐日气温曲线

从太阳接受到的能量是供给大气的热源,因此在地球和其环境之间的辐射换热平衡,将依据太阳在天空中的位置不同而改变,影响到空气温度的变化。

地球表面黎明时最冷,在无云时整个夜间都是向黑色天空散热的时机。因此,通常

认为大约在日出前一小时气温最低。随着太阳升起，它的辐射开始将地球表面加热，随着地球表面温度升高，热量从地面通过对流传给直接处于其上部的空气层，因此，当太阳继续升起时，空气温度连续上升，即使在太阳越过天顶后的一段时间内，温度仍继续增加，这是由于大地从太阳所吸收并储存在它的上部表层内的热量，在整个上午都散发出去，而且在下午开始时通过对流而散发。因此通常最高空气温度出现在 14.00 点或者 15.00 点（太阳时）。实际上大约在 13:00 点到 17:00 点之间，空气温度没有很大的变化。一般来说，假设太阳与干球温度之间的关系近似于正弦关系[8, 9]。这条曲线不完全对称，因为最低温度到最高温度间的时间与最高温度到最低温度间的时间不可能完全相等。

假设室外空气温度为 T_0 随时间 θ 成正弦变化，有如式（1）所示的关系式：其最大值 $T_0(15)$ ，发生在 15:00 点，于是

$$T_0(\theta) = T_{0,\max} - \frac{D}{2} \left[1 - \sin \frac{\theta\pi - (\theta_{\max} - 6)\pi}{12} \right] \quad (1)$$

式中：D — 日平均最高气温与最低气温之温差或称日波幅，℃或 K；

θ — 时间，h；

$T_{0,\max}$ — 日最高气温，℃或 K；

$\theta_{\max}$ — 对应日最高气温的时间，h。

对于西安地区而言，气温最大值发生在 14:00，因此有

$$T_0(\theta) = T_0(14) - \frac{D}{2} \left[1 - \sin \frac{\theta\pi - 8\pi}{12} \right] \quad (2)$$

根据西安地区的气温资料，通过对西安地区 1999 年 11 月 15 日~2000 年 2 月 29 日及 2000 年 7 月 1 日~2000 年 8 月 31 日的气温资料的检验，可知其误差在工程允许范围之内，且由此求得的日平均温度也相当准确。

三、建筑物能量系统变环境基准热量焓

如果考虑环境状态也在变化的热量焓，其表达式仍为

$$E_Q = \int \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \delta Q \quad (3)$$

只不过此时 T 和 T_0 均为变量，随时间而变。只要有了 T 、 T_0 和 Q 随时间的变化规律，就可以积分求出热量焓。

对于建筑物这一特定系统而言，若取室内空气为所研究的系统，系统与环境之间传递的热量 Q ，与系统与环境之间的温差成正比，即

$$Q = KA(T - T_0) \quad (4)$$

式中： K —总传热系数；

A —传热面积。

将式（4）代入式（3），假定 KA 为常数，且由于 T 和 T_0 均为时间 θ 的函数，因而有

$$E_Q = KA \int \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) (dT - dT_0) = KA \int \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \left(\frac{dT}{d\theta} d\theta - \frac{dT_0}{d\theta} d\theta \right) \quad (5)$$

由于在一定的时期内（例如夏季或冬季），室内温度要求控制在某一特定值即舒适温度上。这也就是说，在一定时期内，室内温度基本为一常数。而环境气温的变化规律已由式（1）给出。将式（1）代入式（5），有

$$E_Q = KA \int \left[1 - \frac{T_{0,\max} - \frac{D}{2} (1 - \sin \frac{\theta\pi - (\theta_{\max} - 6)\pi}{12})}{T} \right] \frac{D}{2} \frac{\pi}{12} \cos \frac{\theta\pi - (\theta_{\max} - 6)\pi}{12} d\theta$$

$$= \frac{KAD\pi}{24T} \int \left[(T - T_{0,\max} + \frac{D}{2}) \cos \frac{\theta\pi - (\theta_{\max} - 6)\pi}{12} + \frac{D}{4} \sin \frac{\theta\pi - (\theta_{\max} - 6)\pi}{6} \right] d\theta \quad (6)$$

这是一个可以积分出来的函数，当已知积分的上、下限时，就可以求出建筑物能量系统在一天之中任意一段时间内维持室内温度所需的热量焓的值。

下面以西安地区为例，求取建筑物能量系统为维持舒适性而需要输入的能量的焓。

四、冬季采暖期焓分析

冬季舒适性室内空气温度为 $18 \sim 22^\circ\text{C}$ ^[9]，从节能角度考虑，取 18°C ，即 $T=291.15\text{K}$ 。在西安地区，取暖期间，室内要求温度基本都高于室外环境温度。所以，供暖系统一直都处于工作期，即若要求取一天中提供的焓值，则对式（2）从 0 到 24 积分。

若采用定环境基准，西安地区冬季室外计算气温为 -8°C ^[10]，即 $T_0=265.15\text{K}$ 。目前在进行焓分析时，一般均取计算气温为环境基准[11]。西安地区采暖期共三个半月，从 11 月 15 日至 2 月底。在 1999 至 2000 采暖期内，用定环境基准的方法计算，107 天共需要提供热量焓为 $2.15 \times 10^7 \text{KA}$ ；而采用变环境基准的方法计算，共需要提供热量焓为 $8.05 \times 10^6 \text{KA}$ 。采用定环境基准时误差竟高达 167%。其误差从西安地区采暖期内的平均气温也可看出，西安地区采暖期内的平均气温为 2°C ，而用 -8°C 计算当然误差会很大。

五、夏季空调期焓分析

夏季舒适性室内空气温度为 $24 \sim 28^\circ\text{C}$ ^[9]，取中间值 26°C ，即 $T=299.15\text{K}$ 。

由于一般居室并不严格要求恒温。在夏季，并不向室内输入热量焓。也就是说，当夜晚空气温度降低至低于室内所要求温度时，空调停止工作；待环境温度又升高至高于室内所要求温度时，空调再开始工作。但由于这样，空调每日的工作分以下四种情况，如图 1 中四条横线（代表室内要求温度）与气温曲线（正弦曲线）的相对位置。

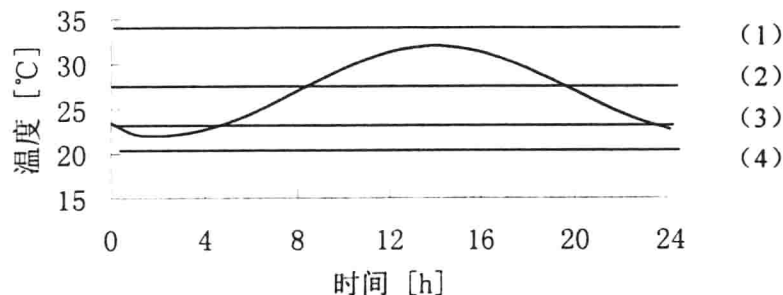


图 1 气温曲线与空调工作的四种工况

$$(1) T > T_{0, \max}$$

室内要求温度一直高于环境温度，一天空调都不用工作，所以，

$$E_0 = 0$$

$$(2) T_0(0) \leq T < T_{0, \max}$$

室内要求温度在夜间高于环境温度，而在白天一段时间内低于环境温度，因此空调在时刻 θ_1 至 θ_2 之间工作。 θ_1 、 θ_2 为室内要求温度与室外温度相等的时刻，即为方程 (2) 当 $T_0 = T$ 时的两个根，为

$$\begin{aligned}\theta_1 &= \frac{12}{\pi} \left[\frac{2}{3} \pi + \arcsin \frac{-2B}{D} \right] \\ \theta_2 &= \frac{12}{\pi} \left[\frac{5}{3} \pi + \arcsin \frac{2B}{D} \right]\end{aligned}\quad (7)$$

式中：

$$D = T_{0, \max} - T_{0, \min}$$

$$B = T_{0, \max} - \frac{D}{2} - T \quad (8)$$

所以，要求一天所需空调系统输入的焓值，可对式 (6) 在区间 $[\theta_1, \theta_2]$ 积分。

$$(3) T_{0, \min} < T < T_0(0)$$

在该情况下，环境温度仅在夜间最低气温附近高于室内要求温度，空调工作的时间段为 $0 \sim \theta_1$ 及 $\theta_2 \sim 24$ ，即空调不工作的时间为 $\theta_1 \sim \theta_2$ 。其 θ_1 和 θ_2 仍由式 (7) 决定。

所以，要求一天所需空调系统输入的焓值，可对式 (6) 在区间 $[0, \theta_1]$ 和 $[\theta_2, 24]$ 积分。

$$(4) T < T_{0, \min}$$

该情况下，由于室内要求温度总是低于环境温度，空调需要全天工作，向室内提供冷量焓。所以，即若要求取一天中提供的焓值，则对式 (6) 从 0 到 24 积分。

若采用定环境基准，西安地区夏季空调室外计算气温取 35°C [10]，即 $T_0 = 308.15\text{K}$ 。日前在进行焓分析时，一般均取计算气温为环境基准 [11]。西安地区一般在七月和八月两个月需用空调共两个月。在 2000 年七月和八月，用定环境基准的方法计算，62 天共需要提供冷量焓为 $1.45 \times 10^6 \text{KA}$ ；而采用变环境基准的方法计算，共需要提供热量焓为 $2.77 \times 10^6 \text{KA}$ 。采用定环境基准时误差竟高达 423%。西安地区七、八两月期内的平均气温为 28°C ，由于空调系统不一定全天工作，对西安地区来说，空调工作期间的平均气温应再加上 2°C 的修正值，即为 30°C 。

尽管可以作为平均气温用的温度值 (30°C) 与计算气温 (35°C) 相差并不算太大，但由于系统运行在环境状态附近，系统温度与环境温度只有 4°C 温差，因此环境温度的变化所导致的焓值的误差会非常大。

六、结论

定环境基准的焓分析法，计算方便，适用于系统温度远离环境温度的场合，而对于系统温度与环境温度相差不大的情况，则误差太大因而不适用。

本文针对运行在环境状态附近的建筑物能量系统，在逐日气温曲线的基础上，提出了变环境基准的焓分析方法热 表达式。对建筑物采暖和空调系统的各种运行工况进行

了变温度基准的热量焓分析, 并与常规焓分析方法进行了比较。本研究奠定了建筑物能量系统分析的理论基础。

参考文献

- [1] Gallo, W. L. R. and Milanez, L. F., Choice of a reference state for exergitic analysis, Energy, 15(2), 1990: 113-121.
- [2] Szargut, J., International Progress in Second Law Analysis, Energy 5(8-9), 1980: 709
- [3] Kotas, T. J., Exergy Concepts for Thermal Plant, Int. J. heat & Fluid Flow, 2(3), 1980: 105
- [4] Ahrendts, J., Reference State, Energy, 5(8-9), 1980: 667
- [5] 涂逢祥, 21 世纪建筑节能展望, 新型建筑材料, (1), 2001: 32-35
- [6] 张国强、龚光彩、Fariborz Haghighat 等, 能源, 环境与空调制冷, 制冷学报, 2000, No. 3, 1-6。
- [7] 蔡颖玲、李莉, 计算机在暖通空调专业中的应用及发展, 暖气通风,
- [8] Jones, W. P., 空气调节技术, 中国建筑工业出版社, 1989。
- [9] GB19-87 采暖通风与空气调节设计规范, 中国计划出版社, 1989
- [10] 曹叔维、周孝清、李峥嵘, 通风与空气调节工程, 中国建筑工业出版社, 1998
- [11] 朱培根, 热泵空调器节能火用分析及优化, 低温工程, 2000 (3): 42-47